

532742

Rec'd PTO 26 APR 2005

(12)特許協力条約に基づいて公開された国際出願

(19) 世界知的所有権機関
国際事務局(43) 国際公開日
2004 年 5 月 27 日 (27.05.2004)

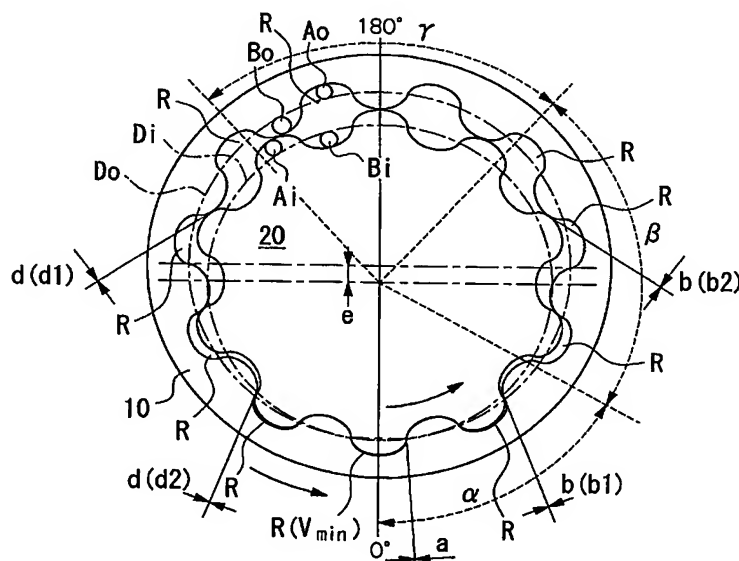
PCT

(10) 国際公開番号
WO 2004/044430 A1

- (51) 国際特許分類⁷: F04C 2/10 (HOSONO, Katsuaki) [JP/JP]; 〒950-8640 新潟県 新潟市 小金町 3 丁目 1 番 1 号 三菱マテリアル株式会社 新潟製作所内 Niigata (JP).
- (21) 国際出願番号: PCT/JP2003/013880
- (22) 国際出願日: 2003 年 10 月 29 日 (29.10.2003) (74) 代理人: 志賀 正武, 外 (SHIGA, Masatake et al.); 〒104-8453 東京都中央区 八重洲 2 丁目 3 番 1 号 Tokyo (JP).
- (25) 国際出願の言語: 日本語
- (26) 国際公開の言語: 日本語 (81) 指定国 (国内): CN, IN, JP, KR, US.
- (30) 優先権データ:
特願 2002-314070
2002 年 10 月 29 日 (29.10.2002) JP (84) 指定国 (広域): ヨーロッパ特許 (AT, BE, BG, CH, CY, CZ, DE, DK, EE, ES, FI, FR, GB, GR, HU, IE, IT, LU, MC, NL, PT, RO, SE, SI, SK, TR).
- (71) 出願人 (米国を除く全ての指定国について): 三菱マテリアル株式会社 (MITSUBISHI MATERIALS CORPORATION) [JP/JP]; 〒100-8117 東京都千代田区 大手町一丁目 5 番 1 号 Tokyo (JP).
- (72) 発明者; および
(75) 発明者/出願人 (米国についてのみ): 細野 克明
- 添付公開書類:
— 国際調査報告書
— 請求の範囲の補正の期限前の公開であり、補正書受領の際には再公開される。
- 2 文字コード及び他の略語については、定期発行される各 PCT ガゼットの巻頭に掲載されている「コードと略語のガイダンスノート」を参照。

(54) Title: INTERNALLY MESHED OIL HYDRAULIC-PUMP ROTOR

(54) 発明の名称: 内接型オイルポンプロータ



(57) Abstract: An oil hydraulic-pump rotor assembly where an inner rotor (20) having n (n : natural number) number of outer teeth and an outer rotor (10) having $(n + 1)$ number of inner teeth mesh and fluid is sucked and discharged by variation in volume of cells (R) formed between tooth flanks of the rotors. The oil hydraulic-pump rotor assembly is constructed such that the relationships $a \leq b \leq c$ and $a < c$ are satisfied, where a is the magnitude of the clearance between tooth flanks of both rotors (20, 10), in one of the cells (R) that has a minimum volume, b is the magnitude of the clearance between tooth flanks of both rotors (20, 10), in one of the cells (R) the volume of which cell is increasing, and c is the magnitude of the clearance between tooth flanks of both rotors (20, 10), in one of the cells (R) that has a maximum volume.

/続葉有/

WO 2004/044430 A1



(57) 要約:

n (n は自然数) 枚の外歯を有するインナーロータ (20) と、($n+1$) 枚の内歯を有するアウターロータ (10) とが噛み合い、その歯面間に形成される複数のセル (R) の容積変化により流体を吸入・吐出するオイルポンプを構成するオイルポンプロータアッセンブリである。このオイルポンプロータアッセンブリは、容積が最小となっているセル (R) における両ロータ (20, 10) の歯面間のクリアランスの大きさを a 、容積が拡大する過程にあるセル (R) における両ロータ (20, 10) の歯面間のクリアランスの大きさを b 、容積が最大となっているセル (R) における両ロータ (20, 10) の歯面間のクリアランスの大きさを c として、 $a \leq b \leq c$ かつ $a < c$ を満たすように構成される。

明 細 書

内接型オイルポンプロータ

技術分野

本発明は、アウターロータとインナーロータとの間に形成されるセルの容積変化によって流体を吸入・吐出する内接型オイルポンプに用いられるオイルポンプロータアセンブリに関する。

背景技術

従来、内歯を有するアウターロータと、この内歯に噛み合う外歯を有するインナーロータと、流体が吸入される吸入ポートおよび流体が吐出される吐出ポートが形成されたケーシングとを備えた内接型オイルポンプでは、インナーロータを回転させることによって外歯が内歯に噛み合っアウターロータを回転させ、両ロータ間に形成される複数のセルが回転移動しながら容積変化することによって流体を吸入・吐出するようになっている。

セルは、その回転方向前側と後側で、それぞれインナーロータの外歯とアウターロータの内歯とによってそれぞれ個別に仕切られている。各セルは、インナーロータの外歯の歯先とアウターロータの内歯の歯溝とが等しい回転角度となる位置において容積が最小となり、吸入ポートに沿って回転移動するときに容積を拡大させて流体を吸入する。そして、インナーロータの外歯の歯溝とアウターロータの内歯の歯溝とが等しい回転角度となる位置において容積が最大となり、吐出ポートに沿って回転移動するときに容積を減少させて流体を吐出する。

この内接型オイルポンプでは、インナーロータを回転駆動させて、外歯の歯面が内歯の歯面を押すことにより、アウターロータを回転させる構成となっている。回転力を伝達する両ロータの噛み合いについて考察すると、セルの容積が最小となる回転位置近傍では力の伝達方向が歯面にほぼ垂直となっているのに対し、セルの容積が最大となる回転位置近傍では、両ロータの歯先頂点近傍どうしの接触となるため、力の伝達方向は歯面に垂直ではなく滑り成分が大きく、摩擦が生

じている。

したがって、このような滑りを生じる部分で両ロータの歯面同士が接触すると、回転力の伝達に寄与せずに歯面同士が擦れ合って摺動摩擦が増大し、騒音の発生や機械効率の低下等を招くという問題がある。

この問題に対して、回転力を伝達しない接触をさけるために歯面に逃げ部を形成したロータも提案されている。(たとえば、特開平9-166091号公報参照)。

ところで、一般にこのような内接型オイルポンプロータアッセンブリでは、セルを形成する両ロータの歯面間にクリアランスが設けられる。これは、両ロータの形状や取り付けの精度によって歯先同士がぶつかって回転不能となることや騒音が発生すること等を防ぐことがその主な目的であり、アウターロータの歯形の均等追い込みや、歯面を形成する曲線を平坦化するなどの種々の手段により実現されている。

しかしながら、従来の歯形均等追い込みや平坦化、逃げ部の形成といった手段で単にクリアランスを設けるだけでは、バックラッシュが必要以上に大きくなってしまい、回転駆動時のロータの暴れによる騒音の発生を避けることが難しいという問題があった。

発明の開示

本発明は、上記問題に鑑みてなされたものであり、安定して回転駆動し騒音を抑制できる内接型オイルポンプロータアッセンブリを実現することを目的とする。

以上の課題を解決するために、本発明は、 n (n は自然数) 枚の外歯を有するインナーロータと、 $(n+1)$ 枚の内歯を有するアウターロータとが噛み合い、その歯面間に形成される複数のセルの容積変化によりインナー・アウターロータの回転中に流体を吸入・吐出する内接型オイルポンプを構成するオイルポンプロータアッセンブリであって、容積が最小となっているセルにおける両ロータの歯面間のクリアランスの大きさを a 、容積が拡大する過程にあるセルにおける両ロータの歯面間のクリアランスの大きさを b 、容積が最大となっているセルにおける

両ロータの歯面間のクリアランスの大きさを c として、 $a \leq b \leq c$ かつ $a < c$ であって、さらに、クリアランス b は、回転方向後方側のセルにおけるクリアランスの大きさを b_1 、回転方向前方側のセルにおけるクリアランスの大きさを b_2 として、 $b_1 \leq b_2$ を満たすことを特徴とするオイルポンプロータアッセンブリを提供する。

上記オイルポンプロータアッセンブリにおいて、容積が減少する過程にあるセルにおける両ロータの歯面間のクリアランスの大きさを d として、

$a \leq b \leq c$ かつ $a < c$ かつ $a \leq d \leq c$ であって、さらに、クリアランス d は、回転方向後方側のセルにおけるクリアランスの大きさを d_1 、回転方向前方側のセルにおけるクリアランスの大きさを d_2 として、

$d_1 \geq d_2$ を満たすように構成してもよい。

本発明はまた、 n (n は自然数) 枚の外歯を有するインナーロータと、 $(n+1)$ 枚の内歯を有するアウターロータとが噛み合い、その歯面間に形成される複数のセルの容積変化により流体をインナー・アウターロータの回転中に吸入・吐出する内接型オイルポンプを構成するオイルポンプロータアッセンブリであって、容積が最小から最大に拡大する過程にあるセルを形成する両ロータの歯面間のクリアランスが、セルの回転移動に伴い漸次増大することを特徴とするオイルポンプロータアッセンブリを提供する。

上記オイルポンプロータアッセンブリにおいて、容積が最大から最小に減少する過程にあるセルを形成する両ロータの歯面間のクリアランスが、セルの回転移動に伴い漸次縮小するように構成してもよい。

これらの発明によれば、セルを形成する両ロータ間のクリアランスが噛み合い部分で最小となった後、縮小することなく、増大し続けて最大となるので、噛み合い部分でのバックラッシュが小さく、噛み合いに寄与しない部分でのクリアランスは確保される。また、滑り成分が最も小さい部分で外歯が内歯に噛み合って回転力が伝達され、滑り成分が大きくなる部分では外歯と内歯との噛み合いが生じにくくなる。したがって、騒音やフリクション（摩擦）が小さく機械効率がよい内接型オイルポンプロータアッセンブリを得ることができる。

さらに、セルの容積が減少する過程においては、両ロータ間のクリアランスは

漸減し、増大することなく最小となるので、全周にわたって噛み合いに寄与しない部分でのクリアランスを十分確保できるとともに噛み合い部分ではバックラッシを小さくすることができ、騒音やフリクションが小さい内接型オイルポンプロータアセンブリを得ることが可能となる。

上記オイルポンプロータアセンブリにおいて、アウターロータおよびインナーロータの歯面は、それぞれ、基礎円上を滑りなく転がる転円の軌跡により創生されるサイクロイド曲線を用いて形成してもよい。

上記オイルポンプロータアセンブリにおいて、インナーロータの歯面は、トロコイド曲線上に中心を有する軌跡円を該トロコイド曲線に沿って移動させた場合の包絡線により創生されるトロコイド包絡線を用いて形成し、アウターロータの歯先は、軌跡円と同径の円弧曲線を用いて形成してもよい。

これらの発明によれば、従来から採用されているサイクロイド曲線を用いて形成されたサイクロイドロータおよびトロコイド曲線を用いて形成されたトロコイドロータを、より低騒音・低フリクションとすることができる。

上記オイルポンプロータアセンブリにおいて、サイクロイド曲線を用いて両ロータの歯形が形成される場合、インナーロータの歯形が、基礎円 D_i に外接してすべりなく転がる第1外転円 A_i によって創成される外転サイクロイド曲線を歯先の歯形とし、基礎円 D_i に内接してすべりなく転がる第1内転円 B_i によって創成される内転サイクロイド曲線を歯溝の歯形として形成され、アウターロータの歯形が、基礎円 D_o に外接してすべりなく転がる第2外転円 A_o によって創成される外転サイクロイド曲線を歯溝の歯形とし、基礎円 D_o に内接してすべりなく転がる第2内転円 B_o によって創成される内転サイクロイド曲線を歯先の歯形として形成されており、インナーロータの基礎円 D_i の直径を ϕD_i 、第1外転円 A_i の直径を ϕA_i 、第1内転円 B_i の直径を ϕB_i 、アウターロータの基礎円 D_o の直径を ϕD_o 、第2外転円 A_o の直径を ϕA_o 、第2内転円 B_o の直径を ϕB_o 、インナーロータの歯先とアウターロータの歯先との間隙の大きさを t ($\neq 0$) とするとき、

$$\phi B_o = \phi B_i \text{ かつ}$$

$$\phi D_o = \phi D_i \cdot (n+1) / n + t \cdot (n+1) / (n+2)$$

$\phi A_o = \phi A_i + t / (n + 2)$ を満たしてインナーロータとアウターロータとを構成してもよい。

この場合、インナーロータおよびアウターロータの歯形を決定するにはまず、インナーロータおよびアウターロータの外転円および内転円の転がり距離が 1 周で閉じなければならないから、

$$\phi D_i = n \cdot (\phi A_i + \phi B_i)$$

$$\phi D_o = (n + 1) \cdot (\phi A_o + \phi B_o) \text{ の各式を満たす必要がある。}$$

さらにこの形態では、インナーロータの歯溝とアウターロータの歯先との周方向のクリアランスを小さくするために、インナーロータおよびアウターロータの内転円の直径を同じくしている。

$$\phi B_o = \phi B_i$$

アウターロータの基礎円は従来のオイルポンプロータアセンブリの場合よりも大きく、

$$\phi D_o = \phi D_i \cdot (n + 1) / n + (n + 1) \cdot t / (n + 2)$$

外転円および内転円の転がり距離を閉じるために、アウターロータの外転円を調整すると、

$$\phi A_o = \phi A_i + t / (n + 2)$$

このオイルポンプロータアセンブリによれば、インナーロータの外歯とアウターロータの内歯との径方向のクリアランスは確保され、各ロータの歯面間の周方向のクリアランスは従来よりも小さくなるので、両ロータのがたつきが小さく、静粛性の高いオイルポンプの実現が可能となる。

さらに、別の形態のオイルポンプロータアセンブリとして、前記インナーロータが、その基礎円 b_i に外接してすべりなく転がる第 1 外転円 D_i によって創成される外転サイクロイド曲線を歯先の歯形とし、基礎円 b_i に内接してすべりなく転がる第 1 内転円 d_i によって創成される内転サイクロイド曲線を歯溝の歯形として形成され、前記アウターロータが、その基礎円 b_o に外接してすべりなく転がる第 2 外転円 D_o によって創成される外転サイクロイド曲線を歯溝の歯形とし、基礎円 b_o に内接してすべりなく転がる第 2 内転円 d_o によって創成される内転サイクロイド曲線を歯先の歯形として形成されており、インナーロータの

基礎円 b_i の直径を ϕb_i 、第1外転円 D_i の直径を ϕD_i 、第1内転円 d_i の直径を ϕd_i 、アウターロータの基礎円 b_o の直径を ϕb_o 、第2外転円 D_o の直径を ϕD_o 、第2内転円 d_o の直径を ϕd_o 、インナーロータとアウターロータとの偏心量を e とするとき、

$\phi b_i = n \cdot (\phi D_i + \phi d_i)$ 、 $\phi b_o = (n+1) \cdot (\phi D_o + \phi d_o)$ の関係が成り立ち、

また、 $\phi D_i + \phi d_i = 2e$ 、あるいは $\phi D_o + \phi d_o = 2e$ 、

かつ $\phi D_o > \phi D_i$ 、 $\phi d_i > \phi d_o$ 、 $(\phi D_i + \phi d_i) < (\phi D_o + \phi d_o)$ が成り立つようにインナーロータとアウターロータとを構成してもよい。

この場合、インナーロータおよびアウターロータの歯形を決定するにはまず、インナーロータおよびアウターロータの外転円および内転円の転がり距離が1周で閉じなければならないので、

$\phi b_i = n \cdot (\phi D_i + \phi d_i)$ 、および $\phi b_o = (n+1) \cdot (\phi D_o + \phi d_o)$ を満たさなければならない。

また、第2外転円 D_o によって形成されるアウターロータの歯溝の形状に対する第1外転円 D_i によって形成されるインナーロータの歯先の形状、および第1内転円 d_i によって形成されるインナーロータの歯溝の形状に対する第2内転円 d_o によって形成されるアウターロータの歯先の形状が、噛み合いの過程で両ロータの歯面間に設けられるバックラッシュを大きく確保するために、

$\phi D_o > \phi D_i$ 、および $\phi d_i > \phi d_o$ を満たさなければならない。ここで、バックラッシュとは、噛み合いの過程においてインナーロータの荷重のかかる歯面とは反対側の歯面とアウターロータの歯面との間にできる間隙である。

また、インナーロータとアウターロータとが噛み合うことから、

$\phi D_i + \phi d_i = 2e$ および $\phi D_o + \phi d_o = 2e$ のうちいずれか一方を満たさなければならない。

さらに、本発明では、インナーロータをアウターロータの内側で良好に回転させるとともに、チップクリアランスを確保しつつ、バックラッシュの大きさの適正化を図り、噛み合い抵抗を低減させるために、インナーロータとアウターロータとの噛み合い位置において、インナーロータの基礎円とアウターロータの基礎

円とが接しないように、アウターロータの基礎円の径を従来より大きくしている。すなわち、

$(n+1) \cdot \phi b_i < n \cdot \phi b_o$ を満たしている。

これにより、 $(\phi D_i + \phi d_i) < (\phi D_o + \phi d_o)$ が導かれる。

この構成によれば、インナーロータの外歯とアウターロータの内歯とのチップクリアランスは確保されつつ、各ロータの歯面間の基礎円周方向クリアランスは従来よりも小さくなるので、両ロータのがたつきが小さく、静粛性の優れたオイルポンプの実現が可能になる。特に、オイルポンプロータアッセンブリ内に発生する油圧が微小で、かつこのオイルポンプロータアッセンブリを駆動するトルクが変動しても、アウター側の内歯とインナー側の外歯との衝突発生を回避することができるので、オイルポンプロータアッセンブリの静粛性を確実に実現することができる。

図面の簡単な説明

図1は、本発明の第1実施形態による内接型オイルポンプロータアッセンブリを示す平面図であり、歯面間クリアランス a , b , d を示す。

図2は、本発明の第1実施形態による内接型オイルポンプロータアッセンブリを示す平面図であり、歯面間クリアランス c を示す。

図3は、インナーロータの回転角と歯面間クリアランスとの関係について、図1に示す本発明による内接型オイルポンプロータアッセンブリと従来のロータアッセンブリとを比較する図である。

図4は、本発明に係るオイルポンプロータアッセンブリの第2実施形態を示す平面図であって、インナーロータとアウターロータとが、

$\phi B_o = \phi B_i$ かつ

$\phi D_o = \phi D_i \cdot (n+1) / n + t \cdot (n+1) / (n+2)$

$\phi A_o = \phi A_i + t / (n+2)$ の関係を満たし、さらにクリアランス t の値が、 $t = 0.12 \text{ mm}$ に設定されて構成されたオイルポンプロータアッセンブリを示す平面図である。

図5は、図4に示すオイルポンプロータアッセンブリの噛み合い部分を示すV

部拡大図である。

図 6 は、図 4 に示すオイルポンプロータアッセンブリを用いたオイルポンプによる騒音と従来のオイルポンプによる騒音との比較を示すグラフである。

図 7 は、本発明に係るオイルポンプロータアッセンブリの第 3 実施形態を示す平面図である。

図 8 は、図 7 に示すオイルポンプの噛み合い部分を示すVIII部拡大図である。

図 9 は、図 7 に示すオイルポンプロータアッセンブリを用いたオイルポンプのバックラッシュと、従来のオイルポンプのバックラッシュとの比較を示すグラフである。

図 10 は、図 7 に示すオイルポンプロータアッセンブリを用いたオイルポンプによる騒音と従来のオイルポンプによる騒音との比較を示すグラフである。

発明を実施するための最良の形態

以下、図 1 から 3 を参照して本発明の第 1 実施形態について説明する。

図 1, 2 に示す本実施形態の内接型オイルポンプロータアッセンブリは、アウターロータ 10 およびインナーロータ 20 の歯面が、それぞれ、基礎円上を滑りなく転がる転円の軌跡により創生されるサイクロイド曲線を用いて形成されたサイクロイドロータであって、両ロータ 10, 20 の各パラメータは以下のように設定される。

アウターロータ 10 の基礎円 D_o の直径 : $\phi 57.31$ [mm]

アウターロータ 10 の外転円 A_o の直径 : $\phi 2.51$ [mm]

アウターロータ 10 の内転円 B_o の直径 : $\phi 2.70$ [mm]

アウターロータ 10 の歯数 Z_o : 11 [枚]

インナーロータ 20 の基礎円 D_i の直径 : $\phi 52.00$ [mm]

インナーロータ 20 の外転円 A_i の直径 : $\phi 2.50$ [mm]

インナーロータ 20 の内転円 B_i の直径 : $\phi 2.76$ [mm]

インナーロータ 20 の歯数 Z_i : 10 [枚]

偏心量 e : 2.60 [mm]

アウターロータ 10 とインナーロータ 20 とは、内接してその内歯と外歯とで

噛み合い、歯面間にセルRを形成している。このセルRは、図1, 2の矢印方向（反時計回り）に回転するインナーロータ20とともにアウターロータ10が回転することにより、容積が変化しながら回転移動される。

セルRの容積は、インナーロータ20の回転角度位置 θ を、図の下方を 0° 、上方を 180° とすると、 $\theta = 0^\circ$ のときに最小(V_{min})となり（図1）、 $\theta = 198^\circ$ で最大(V_{max})となる（図2）まで、インナーロータ20の回転により漸次拡大される。セルRは、この容積拡大の過程で、ケーシング（図示せず）に設けられた吸入ポートから流体を吸入する。

ここで、あるセルRを周方向に閉じる部分、換言すると、あるセルRを形成する両ロータ10, 20の歯面間の隙間のうち最も狭い部分を、そのセルRにおける歯面間のクリアランスと呼ぶことにする。

このクリアランスのうち、容積が最小となっているセルR (V_{min})における両ロータ10, 20の歯面間のクリアランスの大きさを a 、容積が拡大する過程にあるセルRにおける両ロータ10, 20の歯面間のクリアランスの大きさを b （図1）、容積が最大となっているセルR (V_{max})における両ロータ10, 20の歯面間のクリアランスの大きさを c とする（図2）と、各セルRにおけるクリアランスの大きさは、

$$a \leq b \leq c \text{ かつ } a < c \text{ となっている。}$$

さらに、容積が減少する過程にあるセルRにおける両ロータ10, 20の歯面間のクリアランスの大きさを d とすると、

$$a \leq d \leq c \text{ となっている。}$$

本実施形態の内接型オイルポンプロータアセンブリにおけるアウターロータ10およびインナーロータ20間のクリアランスの大きさと、従来のロータにおける両ロータ間のクリアランスの大きさの比較を図3に示す。

従来のロータにおけるクリアランスは、セルの容積が最小となる部分において最大であり、セルの回転移動に伴い徐々に縮小し、セルの容積が最大となる部分で最小となる。このため、従来のロータでは、噛み合い影響部 α よりもクリアランスが小さい範囲 β や範囲 γ でも両ロータの歯面同士が接触しやすくなり、摩擦による機械効率の低下や騒音が発生する場合がある。

一方、本実施形態では、この図に示すように、セルRを形成する両ロータの歯面間のクリアランスは、容積が最小 (V_{min}) から最大 (V_{max}) に拡大する過程においては、漸次増大し続けている。すなわち、 $0 < \theta < 198^\circ$ の範囲のクリアランス b について、回転方向後方側のセルRにおけるクリアランスの大きさを b_1 、回転方向前方側のセルRにおけるクリアランスの大きさを b_2 とすると、常に $b_1 \leq b_2$ が成立している。

インナーロータ20が回転角度位置 $\theta = 0^\circ$ から回転するとき、アウターロータ10とインナーロータ20とは、図1に示す範囲 α では歯面どうしが噛み合っ
て回転力を伝達している。この範囲 α (噛み合い影響部) においても、クリアランスの大きさは図3に示すように増大する一方であり、回転方向後方側よりも小さくなることはない。

さらにインナーロータ20が回転した範囲 β でのクリアランスは、範囲 α よりも大きく、回転に伴い増大し続ける。したがって、この範囲 β での両ロータ10, 20間は、噛み合い影響部 α に比べて歯面同士が接触しにくくなっている。

さらにインナーロータ20が回転した範囲 γ (性能影響部) でのクリアランスは、範囲 β よりもさらに大きく、回転方向前方側ほど大きくなり、インナーロータ20の回転角度 $\theta = 198^\circ$ において最大となる。したがって、この範囲 γ での両ロータ10, 20間は、範囲 β に比べて歯面同士が接触しにくくなっている。

そして、セルRが容積最大 (V_{max}) となるときのクリアランス c (図2) は、セルRの吸入側と吐出側とを隔てているため性能に影響するが、従来と同じ大きさであるので、この点で従来よりも性能が低下することはない。

また、セルRの容積が最大 (V_{max}) となった後、さらに回転方向前方側でのクリアランス d (図1) は、インナーロータ20の回転に伴い徐々に減少し、 $\theta = 396^\circ$ で再び最小となる。すなわち、 $198 < \theta < 396^\circ$ の範囲のクリアランス d について、回転方向後方側のセルRにおけるクリアランスの大きさを d_1 、回転方向前方側のセルRにおけるクリアランスの大きさを d_2 とすると、常に $d_1 \geq d_2$ が成立している。

したがってセルRの容積減少側でも容積増大側と同様に、噛み合い影響部 α 側

よりも性能影響部 γ 側の方が歯面同士が接触しにくくなっている。

以上説明したように、本実施形態の内接型オイルポンプロータアッセンブリでは、回転力を効率よく伝達する噛み合い影響部 α でのクリアランスが小さく、回転力を効率よく伝達できない性能影響部 γ でのクリアランスが大きく、その間でクリアランスが徐々に増大するように構成されているので、歯面同士が接触する回転力伝達が噛み合い影響部 α で行われ、その他の部分では歯面同士が接触しにくくなり、騒音の発生や効率の低下を回避することができる。

なお、クリアランスの大きさが a から c まで増大する際、 $a < b$ 、 $b_1 < b_2$ 、 $b < c$ となっていることがより好ましいが、縮小することなく $a < c$ となっていれば、 $a = b$ 、 $b_1 = b_2$ あるいは $b = c$ となる部分が生じていてもよい。

同様に、クリアランスの大きさが c から a まで減少する際、 $c > d$ 、 $d_1 > d_2$ 、 $d > a$ となっていることがより好ましいが、増大することなく $c > a$ となっていれば、 $c = d$ 、 $d_1 = d_2$ あるいは $d = a$ となる部分が生じていてもよい。

上記の寸法諸元を有する本実施形態におけるオイルポンプロータアッセンブリ、及び、これと同等の寸法諸元を有するオイルポンプロータアッセンブリにおいて、上記 a の値は、以下の範囲内であることが好ましい。

$$0.010 \leq a \leq 0.040 \text{ [mm]}$$

a が 0.010 mm より小さく設定された場合、オイルポンプロータアッセンブリの回転が滑らかに行われなくなり、ポンプとしての機能が阻害される。逆に、 a が 0.040 mm より大きく設定された場合、バックラッシュが大きく、騒音低減の効果が得られなくなる。

また、上記 c の値は、以下の範囲内であることが好ましい。

$$0.040 \leq c \leq 0.150 \text{ [mm]}$$

c が 0.040 mm より小さく設定された場合、噛み合い位置（図1における 0° 付近）での噛み合いが不可能となり、 0.150 mm より大きく設定された場合、歯面間の隙間からのオイル漏れ量が多くなり、ポンプの吐出性能が著しく悪化する。

次に、本発明の第2実施形態について、図4から図6を参照して説明する。図

4に示すオイルポンプロータアセンブリは、 n (n は自然数、本実施形態においては $n=10$)枚の外歯が形成されたインナーロータ110と、各外歯と噛み合う $(n+1)$ (本実施形態においては $n+1=11$)枚の内歯が形成されたアウターロータ120とを備え、これらインナーロータ110とアウターロータ120とがケーシング150の内部に収納されている。

インナーロータ110、アウターロータ120の歯面間には、両ロータ110、120の回転方向に沿ってセルCが複数形成されている。各セルCは、両ロータ110、120の回転方向前側と後側で、インナーロータ110の外歯111とアウターロータ120の内歯121とがそれぞれ接触することによって個別に仕切られ、かつ両側面をケーシング150によって仕切られており、これによって独立した流体搬送室を形成している。そして、セルCは両ロータ110、120の回転に伴って回転移動し、1回転を1周期として容積の増大、減少を繰り返すようになっている。

インナーロータ110は、回転軸に取り付けられて軸心 O_i を中心として回転可能に支持されており、インナーロータ110の基礎円 D_i に外接してすべりなく転がる第1外転円 A_i によって創成される外転サイクロイド曲線を歯先の歯形とし、基礎円 D_i に内接してすべりなく転がる第1内転円 B_i によって創成される内転サイクロイド曲線を歯溝の歯形として形成されている。

アウターロータ120は、軸心 O_o をインナーロータ110の軸心 O_i に対して偏心(偏心量: e)させて配置され、軸心 O_o を中心としてケーシング150の内部に回転可能に支持されており、アウターロータ120の基礎円 D_o に外接してすべりなく転がる第2外転円 A_o によって創成される外転サイクロイド曲線を歯溝の歯形とし、基礎円 D_o に内接してすべりなく転がる第2内転円 B_o によって創成される内転サイクロイド曲線を歯先の歯形として形成されている。

インナーロータ110の基礎円 D_i の直径を ϕD_i 、第1外転円 A_i の直径を ϕA_i 、第1内転円 B_i の直径を ϕB_i 、アウターロータ120の基礎円 D_o の直径を ϕD_o 、第2外転円 A_o の直径を ϕA_o 、第2内転円 B_o の直径を ϕB_o とすると、インナーロータ110とアウターロータ120との間には以下の関係式が成り立つ。なお、ここでは寸法単位をmm(ミリメートル)とする。

まず、インナーロータ 110 について、第 1 外転円 A_i および第 1 内転円 B_i の転がり距離が 1 周で閉じなければならない。つまり、第 1 外転円 A_i および第 1 内転円 B_i の各転がり距離の和の整数倍（歯数倍）が基礎円 D_i の円周に等しくなければならないことから、

$$\pi \cdot \phi D_i = n \cdot \pi \cdot (\phi A_i + \phi B_i) \text{ すなわち、} \phi D_i = n \cdot (\phi A_i + \phi B_i) \quad \dots (I a)$$

同様に、アウターロータ 120 について、第 2 外転円 A_o および第 2 内転円 B_o の各転がり距離の和の整数倍（歯数倍）が基礎円 D_o の円周に等しくなければならないことから、

$$\pi \cdot \phi D_o = (n+1) \cdot \pi \cdot (\phi A_o + \phi B_o) \text{ すなわち、} \phi D_o = (n+1) \cdot (\phi A_o + \phi B_o) \quad \dots (I b)$$

つぎにアウターロータ 120 について、従来のアウターロータ r_o （第 2 外転円 a_o （直径 ϕa_o ）、第 2 内転円 b_o （直径 ϕb_o ）、基礎円 d_o （直径 ϕd_o ））を基にして、本実施形態のアウターロータ 120 の歯形を決定する条件について説明する。

なお、アウターロータ r_o は本実施形態のインナーロータ 110 に対して偏心させて（偏心量 e ）で配置され、クリアランス t を有して噛み合っている。クリアランス t とは、インナーロータ 110 の 1 つの歯先がアウターロータ 120 の 1 つの歯溝に密着するようにインナーロータ 110 とアウターロータ 120 とを配置した際に、この噛み合い位置から回転方向に 180° 離れた位置においてインナーロータ 110 の 1 つの歯先とアウターロータ 120 の 1 つの歯先との間に形成される隙間の大きさである。

ここで、以下の関係が成り立つ。

$$\phi d_o = \phi D_i \cdot (n+1) / n \quad \dots (I I) \text{ かつ}$$

$$\phi d_o = (n+1) \cdot (\phi a_o + \phi b_o) \quad \dots (I I I)$$

$$\phi a_o = \phi A_i + t / 2 \quad \dots (I I I a)$$

$$\phi b_o = \phi B_i - t / 2 \quad \dots (I I I b)。$$

なお、アウターロータ r_o に噛み合うインナーロータ 110 については、一般的な関係式

$$\phi a_i + \phi b_i = \phi A_i + \phi B_i = 2e \quad \dots (1)$$

$$\phi D_i = \phi d_o - 2e \quad \dots (2) \text{ を満たしている。}$$

本実施形態では、噛み合い位置におけるアウターロータ 120 の歯先とインナーロータ 110 の歯溝との間の周方向のクリアランス t を小さくするとともに径方向のクリアランス t_1 を確保するために、

$$\phi B_o = \phi b_i = \phi B_i \quad \dots (IV)$$

また、この式 (IV) および式 (1) から、

$$\phi a_i = \phi A_i \quad \dots (3)$$

このようにアウターロータ 120 の内転円を設定すると、

$t = (\phi D_o - \phi B_o + \phi A_o) - (\phi D_i + \phi A_i + \phi A_i)$ であるクリアランス t は、式 (1) ~ (3) および式 (IV) から、

$$t = (\phi D_o - \phi d_o) + (\phi A_o - \phi a_i) \quad \dots (V) \text{ となる。}$$

上記の式 (I b), (I I I), (IV), (V) から、

$$t = (\phi A_o - \phi a_i) \cdot (n+2) \quad \dots (VI) \text{ であるから、}$$

$$\phi A_o = \phi a_i + t / (n+2) \text{ となる。}$$

ここで、まず基礎円 D_o の直径 ϕD_o を求める。(I b), (I I I) から

$$\phi D_o - \phi d_o = (n+1) \cdot (\phi A_o + \phi B_o) - (n+1) \cdot (\phi a_o + \phi b_o) \text{ であって、さらに (I I I a), (I I I b), (IV) により}$$

$$\phi D_o - \phi d_o = (n+1) \cdot (\phi A_o - \phi a_i) \quad \dots (VII) \text{ (VI) から (VII) は}$$

$$\phi D_o - \phi d_o = (n+1) \cdot t / (n+2) \text{ となるので、さらに (I I) から、} \phi D_o \text{ は}$$

$$\phi D_o = (n+1) \cdot \phi D_i / n + (n+1) \cdot t / (n+2) \quad \dots (A)$$

つぎに、(I b) から

$$\phi A_o = \phi D_o / (n+1) - \phi B_o \text{ であるから、(A) により}$$

$$\phi A_o = \phi D_i / n + t / (n+2) - \phi B_o \text{ さらに (I a), (IV) から}$$

$$\phi A_o = \phi A_i + t / (n+2) \quad \dots (B)$$

上記の各式をまとめると、アウターロータ 120 は、

$$\phi B_o = \phi b_i = \phi B_i \quad \dots (IV)$$

$$\phi D_o = (n+1) \cdot \phi D_i / n + (n+1) \cdot t / (n+2) \quad \dots (A)$$

$$\phi A_o = \phi A_i + t / (n+2) \quad \dots (B) \text{ を満たして構成される。}$$

図4に、以上の関係を満たして構成されたインナーロータ110（基礎円 D_i が $\phi D_i = 52.00 \text{ mm}$ 、第1外転円 A_i が $\phi A_i = 2.50 \text{ mm}$ 、第1内転円 B_i が $\phi B_i = 2.70 \text{ mm}$ 、歯数 $n = 10$ ）およびアウターロータ120（外径が $\phi 70 \text{ mm}$ 、基礎円 D_o が $\phi D_o = 57.31 \text{ mm}$ 、第2外転円 A_o が $\phi A_o = 2.51 \text{ mm}$ 、第2内転円 B_o が $\phi B_o = 2.70 \text{ mm}$ ）がクリアランス $t = 0.12 \text{ mm}$ 、偏心量 $e = 2.6 \text{ mm}$ で組み合わされたオイルポンプロータアセンブリを示す。

ケーシング150には、両ロータ110、120の歯面間に形成されるセルCのうち、容積が増大過程にあるセルCに沿って円弧状の吸入ポート（図示せず）が形成されているとともに、容積が減少過程にあるセルCに沿って円弧状の吐出ポート（図示せず）が形成されている。

セルCは、外歯111と内歯121との噛み合いの過程の途中において容積が最小となった後、吸入ポートに沿って移動するときに容積を拡大させて流体を吸入し、容積が最大となった後、吐出ポートに沿って移動するときに容積を減少させて流体を吐出するようになっている。

なお、クリアランス t が小さすぎると、容積が減少過程にあるセルCから絞り出される流体に圧力脈動が生じてキャビテーション雑音が発生しポンプの運転音が大きくなるとともに、圧力脈動によって両ロータの回転が円滑に行われなくなる。

一方クリアランス t が大きすぎると、流体の圧力脈動が生じなくなり運転音が低減するとともに、バックラッシュが大きくなるので歯面間の摺動抵抗が減少し機械効率が増加するが、その反面、個々のセルCにおける液密性が損なわれ、ポンプ性能、特に容積効率を悪化させてしまう。しかも、正確な噛み合い位置での駆動トルクの伝達が行われなくなり、回転の損失が大きくなるためにやはり機械効率が低下してしまう。

そこでクリアランス t は、 $0.03 \text{ mm} \leq t \leq 0.30 \text{ mm}$ を満たす範囲とすることが好ましく、本実施形態では最も好適な 0.12 mm としている。

ところで、上記のように構成されたオイルポンプロータアッセンブリにおいては、上記式 (I V), (A), (B) の関係を満たすことにより、図 5 に示すように、アウターロータ 120 の歯先の歯形がインナーロータ 110 の歯溝の歯形とほぼ等しくなっている。これにより図 5 に示すように、噛み合い位置における径方向のクリアランス t_1 は従来と同じ $t/2 = 0.06 \text{ mm}$ が確保されたまま、周方向のクリアランス t_2 が小さくなるので、回転時に両ロータ 110, 120 が互いに受ける衝撃が小さくなっている。また、噛み合い時の圧力方向が歯面に対して直角となるので、両ロータ 110, 120 間のトルク伝達がすべりなく高効率で行われ、摺動抵抗による発熱や騒音が低減されている。

また、本実施形態においても、容積が最小となっているセル C における両ロータ 110, 120 の歯面間のクリアランスの大きさを a (クリアランス a, b, c 等は図示せず)、容積が拡大する過程にあるセル C における両ロータ 110, 120 の歯面間のクリアランスの大きさを b 、容積が最大となっているセル C における両ロータ 110, 120 の歯面間のクリアランスの大きさを c とすると、 $a \leq b \leq c$ かつ $a < c$ であって、さらに、前記クリアランス b は、回転方向後方側のセルにおけるクリアランスの大きさを b_1 、回転方向前方側のセルにおけるクリアランスの大きさを b_2 として、 $b_1 \leq b_2$ を満たしている。また、容積が減少する過程にあるセル C における両ロータ 110, 120 の歯面間のクリアランスの大きさを d とすると、 $a \leq b \leq c$ かつ $a < c$ かつ $a \leq d \leq c$ であって、さらに、前記クリアランス d は、回転方向後方側のセルにおけるクリアランスの大きさを d_1 、回転方向前方側のセルにおけるクリアランスの大きさを d_2 とすると、 $d_1 \geq d_2$ を満たしている。

図 6 に、従来のオイルポンプロータアッセンブリを用いた場合に発生する騒音と、本実施形態によるオイルポンプロータアッセンブリを用いた場合に発生する騒音とを比較するグラフを示す。このグラフから、本実施形態によるオイルポンプロータアッセンブリを用いたオイルポンプは、従来よりも騒音が小さく、静粛性が高いことがわかる。

次に、本発明の第 3 実施形態について、図 7 から図 10 を参照して説明する。

図7に示すオイルポンプロータアッセンブリは、 n (n は自然数、本実施形態においては $n=10$)枚の外歯が形成されたインナーロータ210と、各外歯と噛み合う $n+1$ (本実施形態においては11)枚の内歯が形成されたアウターロータ220とを備え、これらインナーロータ210とアウターロータ220とがケーシング250の内部に収納されている。

インナーロータ210、アウターロータ220の歯面間には、両ロータ210、220の回転方向に沿ってセルCが複数形成されている。各セルCは、両ロータ210、220の回転方向前側と後側で、インナーロータ210の外歯211とアウターロータ220の内歯221とがそれぞれ接触することによって個別に仕切られ、かつ両側面をケーシング250によって仕切られており、これによって独立した流体搬送室を形成している。そして、セルCは両ロータ210、220の回転に伴って回転移動し、1回転を1周期として容積の増大、減少を繰り返すようになっている。

インナーロータ210は、回転軸に取り付けられて軸心 O_i を中心として回転可能に支持されており、インナーロータ210の基礎円 b_i に外接してすべりなく転がる第1外転円 D_i によって創成される外転サイクロイド曲線を歯先の歯形とし、基礎円 b_i に内接してすべりなく転がる第1内転円 d_i によって創成される内転サイクロイド曲線を歯溝の歯形として形成されている。

アウターロータ220は、軸心 O_o をインナーロータ210の軸心 O_i に対して偏心(偏心量: e)させて配置され、軸心 O_o を中心としてケーシング250の内部に回転可能に支持されており、アウターロータ220の基礎円 b_o に外接してすべりなく転がる第2外転円 D_o によって創成される外転サイクロイド曲線を歯溝の歯形とし、基礎円 b_o に内接してすべりなく転がる第2内転円 d_o によって創成される内転サイクロイド曲線を歯先の歯形として形成されている。

インナーロータ210の基礎円 b_i の直径を ϕb_i 、第1外転円 D_i の直径を ϕD_i 、第1内転円 d_i の直径を ϕd_i 、アウターロータ220の基礎円 b_o の直径を ϕb_o 、第2外転円 D_o の直径を ϕD_o 、第2内転円 d_o の直径を ϕd_o とすると、インナーロータ210とアウターロータ220との間には以下の関係式が成り立つ。なお、ここでは寸法単位をmm(ミリメートル)とする。

まず、インナーロータ 210 について、第 1 外転円 D_i および第 1 内転円 d_i の転がり距離が 1 周で閉じなければならない。つまり、第 1 外転円 D_i および第 1 内転円 d_i の転がり距離の和の整数倍（歯数倍）が基礎円 b_i の円周に等しくなければならないことから、

$$\pi \cdot \phi b_i = n \cdot \pi \cdot (\phi D_i + \phi d_i) \text{ すなわち、} \phi b_i = n \cdot (\phi D_i + \phi d_i) \quad \dots (I a)$$

同様に、アウターロータ 220 について、第 2 外転円 D_o および第 2 内転円 d_o の転がり距離が基礎円 b_o の円周に等しくなければならないことから、

$$\pi \cdot \phi b_o = (n+1) \cdot \pi \cdot (\phi D_o + \phi d_o) \text{ すなわち、} \phi b_o = (n+1) \cdot (\phi D_o + \phi d_o) \quad \dots (I b)$$

また、第 2 外転円 D_o によって形成されるアウターロータの歯溝の形状に対する第 1 外転円 D_i によって形成されるインナーロータの歯先の形状、および第 1 内転円 d_i によって形成されるインナーロータの歯溝の形状に対する第 2 内転円 d_o によって形成されるアウターロータの歯先の形状が、噛み合いの過程で両ロータの歯面間に設けられるバックラッシュを大きく確保するために、

$\phi D_o > \phi D_i$ 、および $\phi d_i > \phi d_o$ を満たさなければならない。ここで、バックラッシュとは、噛み合いの過程においてインナーロータの荷重のかかる歯面とは反対側の歯面とアウターロータの歯面との間にできる間隙である。

また、インナーロータとアウターロータとが噛み合うことから、

$\phi D_i + \phi d_i = 2e$ および $\phi D_o + \phi d_o = 2e$ のうちいずれか一方を満たさなければならない。

さらに、本発明では、インナーロータ 210 をアウターロータ 220 の内側で良好に回転させるとともに、チップクリアランスを確保しつつ、バックラッシュの大きさの適正化を図り、噛み合い抵抗を低減させるために、インナーロータ 210 とアウターロータ 220 の噛み合い位置において、インナーロータ 210 の基礎円 b_i とアウターロータ 220 の基礎円 b_o とが接しないように、アウターロータ 220 の基礎円 b_o の径を大きくしている。すなわち、

$$(n+1) \cdot \phi b_i < n \cdot \phi b_o \text{ を満たす。}$$

この式と、式 (I a) および (I b) とから、 $(\phi D_i + \phi d_i) < (\phi D_o +$

ϕd_o) が得られる。なお、前述した噛み合い位置とは、図 8 に示すように、アウター側の内歯 221 の歯先と、インナー側の外歯 211 の歯溝とが正対したときの位置をいう。

ただし、

$0.005\text{ mm} \leq (\phi D_o + \phi d_o) - (\phi D_i + \phi d_i) \leq 0.070\text{ mm}$
(mm: ミリメートル) ... (Ic) を満たしてインナーロータ 210 とアウターロータ 220 とが構成されている (以下、 $(\phi D_o + \phi d_o) - (\phi D_i + \phi d_i)$ を単に A という)。

なお、本実施形態においては、以上の関係を満たして構成されたインナーロータ 210 (基礎円 b_i が $\phi b_i = 65.00\text{ mm}$ 、第 1 外転円 D_i が $\phi D_i = 3.90\text{ mm}$ 、第 1 内転円 d_i が $\phi d_i = 2.60\text{ mm}$ 、歯数 $n = 10$) およびアウターロータ 220 (外径が $\phi 87.0\text{ mm}$ 、基礎円 b_o が $\phi b_o = 71.599\text{ mm}$ 、第 2 外転円 D_o が $\phi D_o = 3.9135\text{ mm}$ 、第 2 内転円 d_o が $\phi d_o = 2.5955\text{ mm}$) が、偏心量 $e = 3.25\text{ mm}$ で組み合わせられてオイルポンプロータアセンブリを構成している。なお、本実施形態においては、両ロータの歯幅 (回転軸方向の大きさ) は 10 mm に設定されている。また、第 1 外転円 D_i が $\phi D_i = 3.90\text{ mm}$ 、第 1 内転円 d_i が $\phi d_i = 2.60\text{ mm}$ 、第 2 外転円 D_o が $\phi D_o = 3.9135\text{ mm}$ 、第 2 内転円 d_o が $\phi d_o = 2.5955\text{ mm}$ とされており、これにより、 $A = 0.009\text{ mm}$ とされている (図 8 参照)。

ケーシング 250 には、両ロータ 210, 220 の歯面間に形成されるセル C のうち、容積が増大過程にあるセル C に沿って円弧状の吸入ポート (図示せず) が形成されているとともに、容積が減少過程にあるセル C に沿って円弧状の吐出ポート (図示せず) が形成されている。

セル C は、外歯 211 と内歯 221 との噛み合いの過程の途中において容積が最小となった後、吸入ポートに沿って移動するときに容積を拡大させて流体を吸入し、容積が最大となった後、吐出ポートに沿って移動するときに容積を減少させて流体を吐出するようになっている。

なお、A が小さすぎると、チップクリアランスおよびバックラッシュの大きさ

の適正化を図ることができず、インナー側の外歯 2 1 1 とアウター側の内歯 2 2 1 との噛み合い騒音の低減化を図ることができない。

一方、A が大きすぎると、インナー側の外歯 2 1 1 とアウター側の内歯 2 2 1 の歯丈（基礎円の法線方向の歯の大きさ）の差や、厚さ（基礎円の周方向の歯の大きさ）の差の適正化を図ることができず、インナー、アウターロータ 2 1 0, 2 2 0 の回転中に、バックラッシュがなくなる部分が生ずる場合がある。この場合、両ロータの良好な回転を実現できず、機械効率の低下や外歯 2 1 1 と内歯 2 2 1 との衝突による異音発生を招来することになる。

そこで、A は、 $0.005\text{ mm} \leq A \leq 0.070\text{ mm}$ を満たす範囲とすることが好ましく、本実施形態では最も好適な 0.009 mm としている。

以上のように構成されたオイルポンプロータアッセンブリにおいては、アウターロータ 2 2 0 の歯先の歯形がインナーロータ 2 1 0 の歯溝の歯形とほぼ等しくなる。これにより、図 8 に示すように、チップクリアランス t_t は従来と同様に確保されたまま、基礎円周方向クリアランス t_s が小さくなるので、回転時に両ロータ 2 1 0, 2 2 0 が互いに受ける衝撃が小さくなる。したがって、特に、オイルポンプロータアッセンブリ内に発生する油圧が微小で、かつこのオイルポンプロータアッセンブリを駆動するトルクが変動しても、アウター側の内歯 2 2 1 とインナー側の外歯 2 1 1 との衝突発生を回避することができるので、オイルポンプロータアッセンブリの静粛性を確実に実現することができる。また、噛み合い時の圧力方向が歯面に対して直角となるので、両ロータ 2 1 0, 2 2 0 間のトルク伝達が滑りなく高効率に行われ、摺動抵抗による発熱や騒音が低減されている。

図 9 に、従来のオイルポンプロータアッセンブリにおけるインナーロータの回転角度位置ごとのバックラッシュ（図 9 における破線）と、本実施形態によるオイルポンプロータアッセンブリにおけるインナーロータの回転角度位置ごとのバックラッシュ（図 9 における実線）とを比較するグラフを示す。このグラフから、本実施形態によるオイルポンプロータアッセンブリは、前記噛み合い位置と、セル C の容積が増大および減少する過程とにおいては、従来よりもバックラッシュを小さくすることができ、また、セル C の容積が最大となる位置においては、

従来と同等のバックラッシュとすることができることがわかる。したがって、後者の場合、容積が最大となるときのセルCの液密性を確保することができ、搬送効率は従来と同等に維持できることがわかる。なお、図9に、インナーロータの回転角が0°から198°までのバックラッシュしか記載していないのは、198°から396°までは、図9に示す198°から0°までのバックラッシュの変化と同様（対称）であるため記載を省略したものである。

また、図10に、従来のオイルポンプロータアッセンブリを用いた場合に発生する騒音と、本実施形態によるオイルポンプロータアッセンブリを用いた場合に発生する騒音とを比較するグラフを示す。このグラフから、本実施形態によるオイルポンプロータアッセンブリは、図9に示すように、噛み合い位置と、セルCの容積が増大および減少する過程とにおいては、従来よりもバックラッシュが小さくなるので、従来よりも騒音を小さくし、静粛性の向上を図ることができたことがわかる。

なお、以上の実施形態において示した各構成部材、その諸形状や組み合わせ等は一例であって、本発明の趣旨から逸脱しない範囲において設計要求に基づき種々変更可能である。

たとえば、内接型オイルポンプロータアッセンブリを構成する両ロータについて、上記実施形態では両ロータがサイクロイド曲線を用いて形成された歯面形状を有するいわゆるサイクロイドロータとしたが、トロコイド曲線上に中心を有する軌跡円を該トロコイド曲線に沿って移動させた場合の包絡線を用いて形成された歯面形状を有するインナーロータと、このインナーロータに噛み合うアウターロータとで構成されるいわゆるトロコイドロータなど、上述したクリアランスの条件を満たすものであればどのような歯面形状を有するロータであってもよい。

産業上の利用の可能性

以上説明したように、本発明に係る内接型オイルポンプロータアッセンブリによれば、セルを形成する両ロータ間のクリアランスが噛み合い部分で最小となった後、増大し続けて最大となるので、噛み合い部分でのバックラッシュが小さく、

噛み合いに寄与しない部分でのクリアランスは確保される。

また、本発明に係る他の内接型オイルポンプロータアッセンブリによれば、セルを形成する両ロータ間のクリアランスが最大となった後、減少し続けて噛み合い部分で最小となるので、噛み合い部分でのバックラッシュが小さく、噛み合いに寄与しない部分でのクリアランスは確保される。

したがって、滑り成分が最も小さい部分で外歯が内歯に噛み合って回転力が伝達され、滑り成分が大きくなる部分では外歯と内歯との噛み合いが生じにくくなるので、騒音やフリクション（摩擦）が小さく機械効率がよい内接型オイルポンプの実現が可能となる。

本発明に係る他の内接型オイルポンプロータアッセンブリによれば、従来から採用されているサイクロイド曲線を用いて形成されたサイクロイドロータおよびトロコイド曲線を用いて形成されたトロコイドロータを、より低騒音・低フリクションとすることができ、より高性能な内接型オイルポンプを実現することができる。

請求の範囲

1. n (n は自然数) 枚の外歯を有するインナーロータと、 $(n+1)$ 枚の内歯を有するアウターロータとが噛み合い、その歯面間に形成される複数のセルの容積変化によりインナー・アウターロータの回転中に流体を吸入・吐出するオイルポンプを構成するオイルポンプロータアッセンブリであって、

容積が最小となっている前記セルにおける両ロータの歯面間のクリアランスの大きさを a 、容積が拡大する過程にある前記セルにおける両ロータの歯面間のクリアランスの大きさを b 、容積が最大となっている前記セルにおける両ロータの歯面間のクリアランスの大きさを c として、

$a \leq b \leq c$ かつ $a < c$ であって、さらに、前記クリアランス b は、回転方向後方側のセルにおけるクリアランスの大きさを b_1 、回転方向前方側のセルにおけるクリアランスの大きさを b_2 として、

$b_1 \leq b_2$ を満たすことを特徴とするオイルポンプロータアッセンブリ。

2. 請求項 1 に記載のオイルポンプロータアッセンブリであって、

容積が減少する過程にある前記セルにおける両ロータの歯面間のクリアランスの大きさを d として、

$a \leq b \leq c$ かつ $a < c$ かつ $a \leq d \leq c$ であって、さらに、前記クリアランス d は、回転方向後方側のセルにおけるクリアランスの大きさを d_1 、回転方向前方側のセルにおけるクリアランスの大きさを d_2 として、

$d_1 \geq d_2$ を満たす。

3. n (n は自然数) 枚の外歯を有するインナーロータと、 $(n+1)$ 枚の内歯を有するアウターロータとが噛み合い、その歯面間に形成される複数のセルの容積変化によりインナー・アウターロータの回転中に流体を吸入・吐出するオイルポンプを構成するオイルポンプロータアッセンブリであって、

容積が最小から最大に拡大する過程にある前記セルを形成する両ロータの歯面間のクリアランスが、前記セルの回転移動に伴い漸次増大することを特徴とする

オイルポンプロータアッセンブリ。

4. 請求項3に記載のオイルポンプロータアッセンブリであって、容積が最大から最小に減少する過程にある前記セルを形成する両ロータの歯面間のクリアランスが、前記セルの回転移動に伴い漸次縮小する。

5. 請求項1から4のいずれか1項に記載のオイルポンプロータアッセンブリであって、

前記アウターロータおよびインナーロータの歯面が、それぞれ、基礎円上を滑りなく転がる転円の軌跡により創生されるサイクロイド曲線を用いて形成されている。

6. 請求項1から4のいずれか1項に記載のオイルポンプロータアッセンブリであって、

前記インナーロータの歯面が、トロコイド曲線上に中心を有する軌跡円を該トロコイド曲線に沿って移動させた場合の包絡線により創生されるトロコイド包絡線を用いて形成され、前記アウターロータの歯先が、前記軌跡円と同径の円弧曲線を用いて形成されている。

7. 請求項1または3に記載のオイルポンプロータアッセンブリであって、

インナーロータの歯形が、基礎円 D_i に外接してすべりなく転がる第1外転円 A_i によって創成される外転サイクロイド曲線を歯先の歯形とし、基礎円 D_i に内接してすべりなく転がる第1内転円 B_i によって創成される内転サイクロイド曲線を歯溝の歯形として形成され、アウターロータの歯形が、基礎円 D_o に外接してすべりなく転がる第2外転円 A_o によって創成される外転サイクロイド曲線を歯溝の歯形とし、基礎円 D_o に内接してすべりなく転がる第2内転円 B_o によって創成される内転サイクロイド曲線を歯先の歯形として形成されており、

インナーロータの基礎円 D_i の直径を ϕD_i 、第1外転円 A_i の直径を ϕA_i 、第1内転円 B_i の直径を ϕB_i 、アウターロータの基礎円 D_o の直径を ϕD_o

、第2外転円A_oの直径を ϕA_o 、第2内転円B_oの直径を ϕB_o 、インナーロータの歯先とアウターロータの歯先との間隙の大きさを t ($\neq 0$) とするとき、

$$\phi B_o = \phi B_i \text{ かつ}$$

$$\phi D_o = \phi D_i \cdot (n+1) / n + t \cdot (n+1) / (n+2)$$

$\phi A_o = \phi A_i + t / (n+2)$ を満たしてインナーロータとアウターロータとが構成されている。

8. 請求項1または3に記載のオイルポンプロータアッセンブリであって、

前記インナーロータが、その基礎円 b_i に外接してすべりなく転がる第1外転円 D_i によって創成される外転サイクロイド曲線を歯先の歯形とし、基礎円 b_i に内接してすべりなく転がる第1内転円 d_i によって創成される内転サイクロイド曲線を歯溝の歯形として形成され、

前記アウターロータが、その基礎円 b_o に外接してすべりなく転がる第2外転円 D_o によって創成される外転サイクロイド曲線を歯溝の歯形とし、基礎円 b_o に内接してすべりなく転がる第2内転円 d_o によって創成される内転サイクロイド曲線を歯先の歯形として形成されており、

インナーロータの基礎円 b_i の直径を ϕb_i 、第1外転円 D_i の直径を ϕD_i 、第1内転円 d_i の直径を ϕd_i 、アウターロータの基礎円 b_o の直径を ϕb_o 、第2外転円 D_o の直径を ϕD_o 、第2内転円 d_o の直径を ϕd_o 、インナーロータとアウターロータとの偏心量を e とするとき、

$\phi b_i = n \cdot (\phi D_i + \phi d_i)$ 、 $\phi b_o = (n+1) \cdot (\phi D_o + \phi d_o)$ の関係にあり、

また、 $\phi D_i + \phi d_i = 2e$ 、あるいは $\phi D_o + \phi d_o = 2e$ 、

かつ $\phi D_o > \phi D_i$ 、 $\phi d_i > \phi d_o$ 、 $(\phi D_i + \phi d_i) < (\phi D_o + \phi d_o)$ を満たしてインナーロータとアウターロータとが構成されている。

FIG. 1

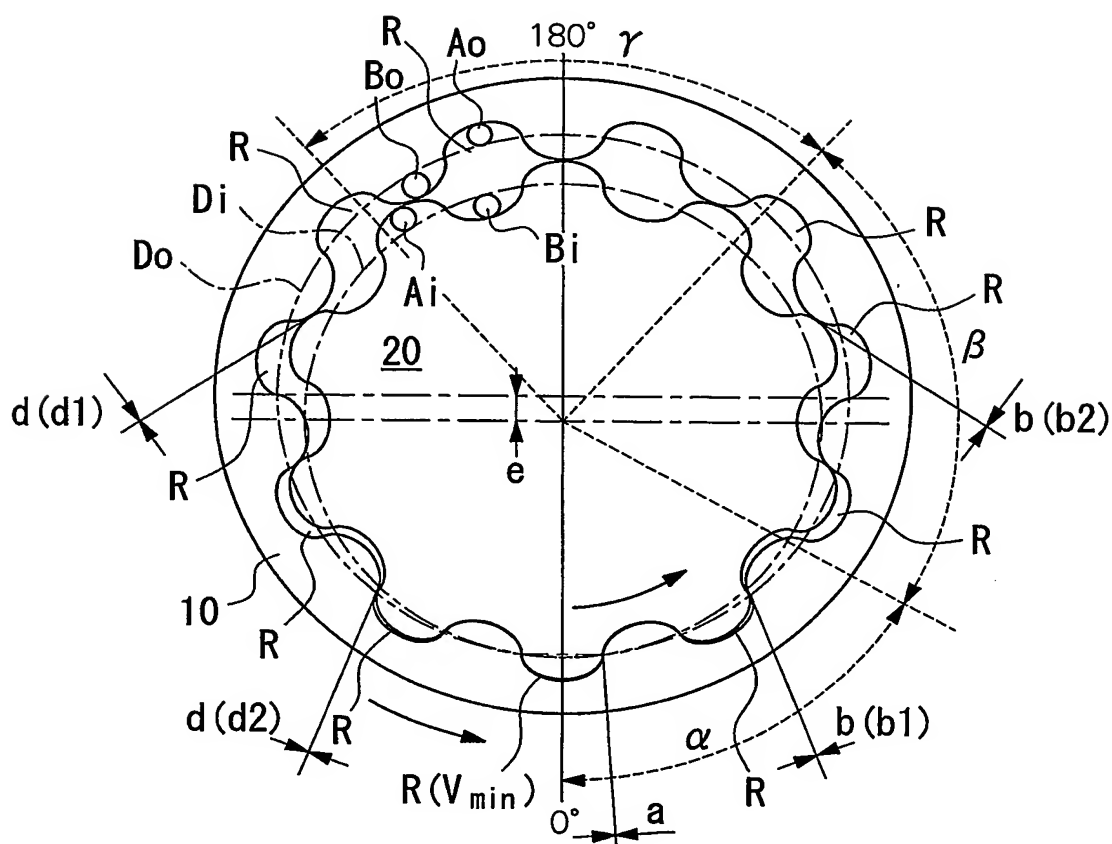
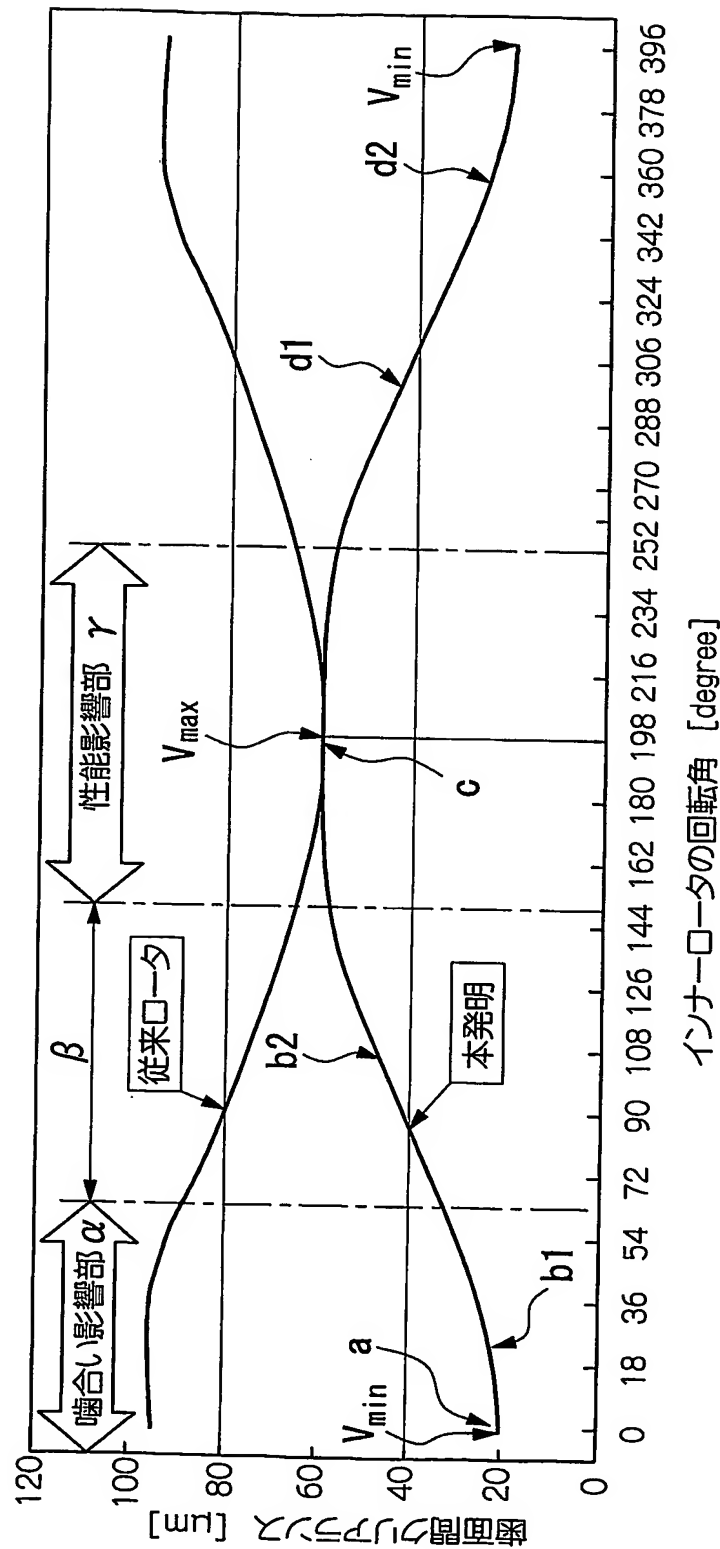
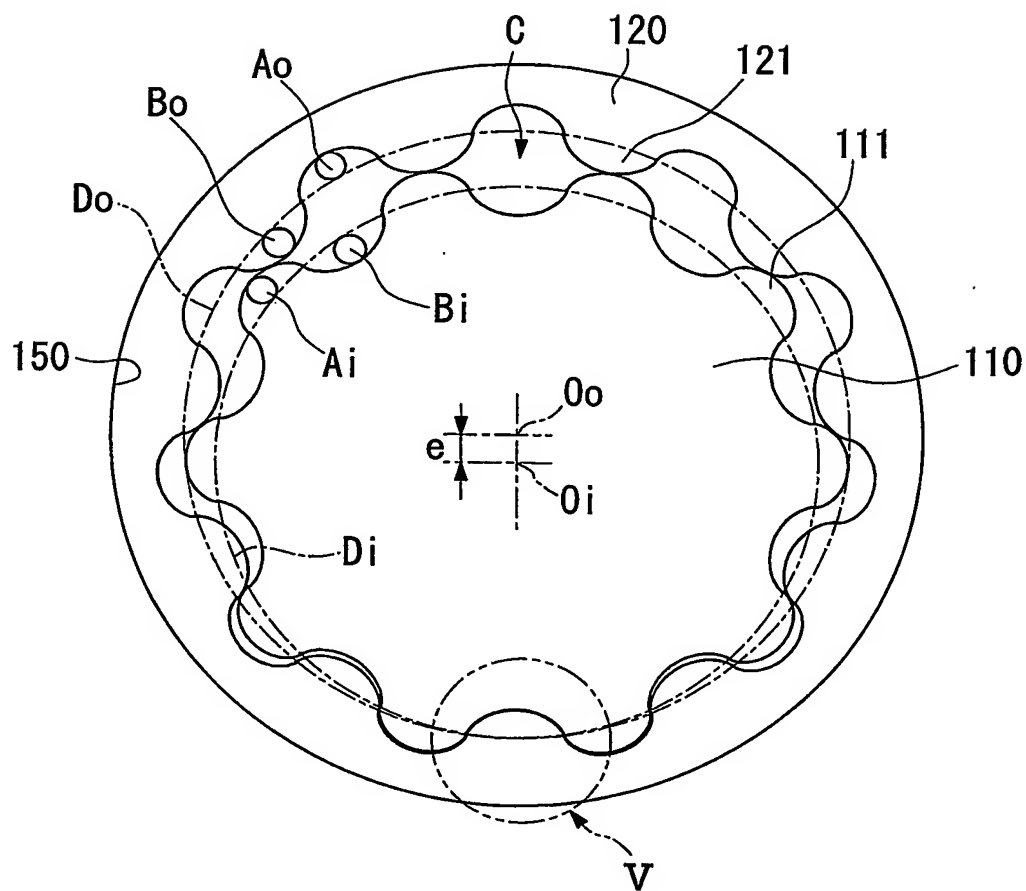


FIG. 3

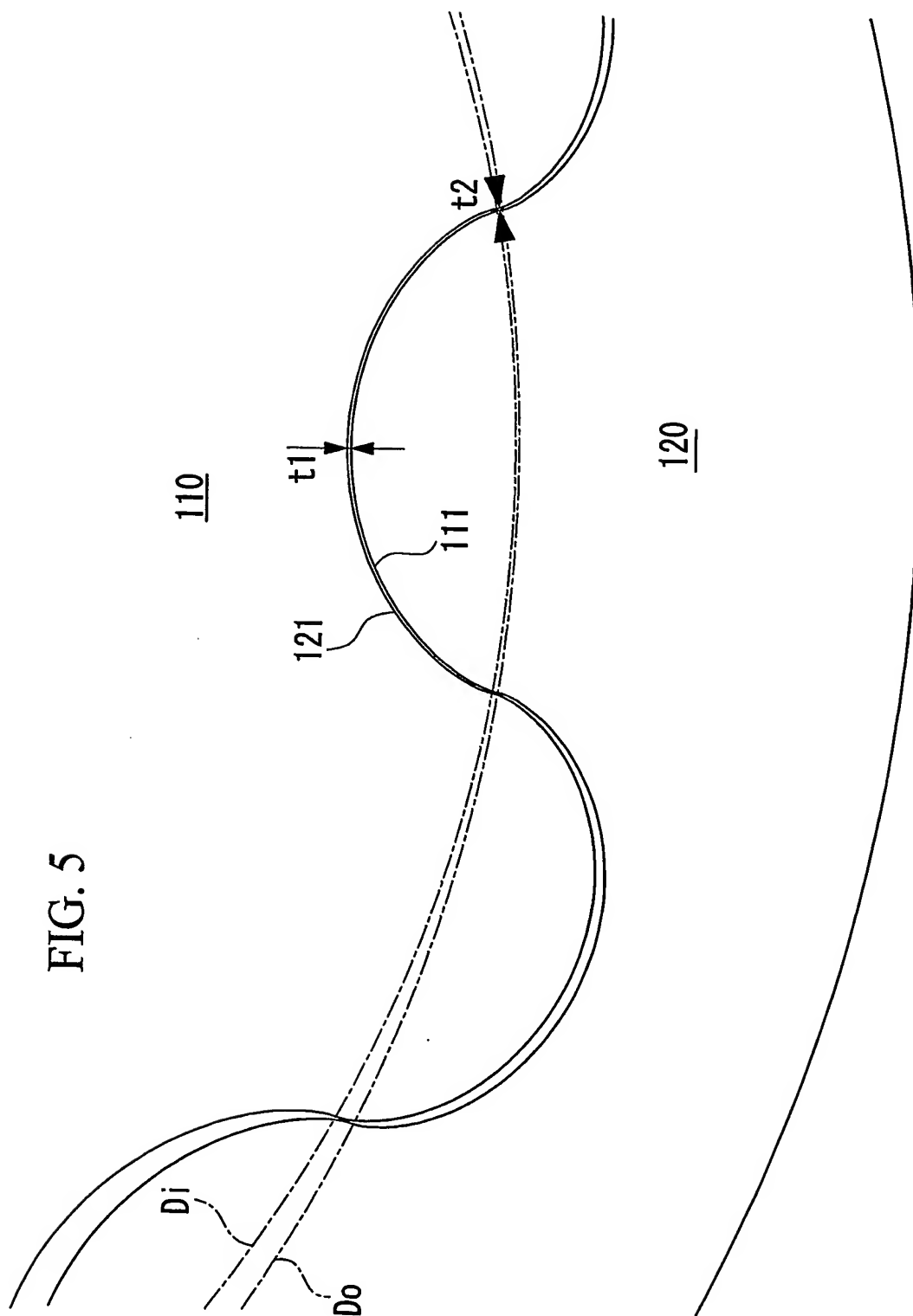


4/10

FIG. 4



5/10



6/10

FIG. 6

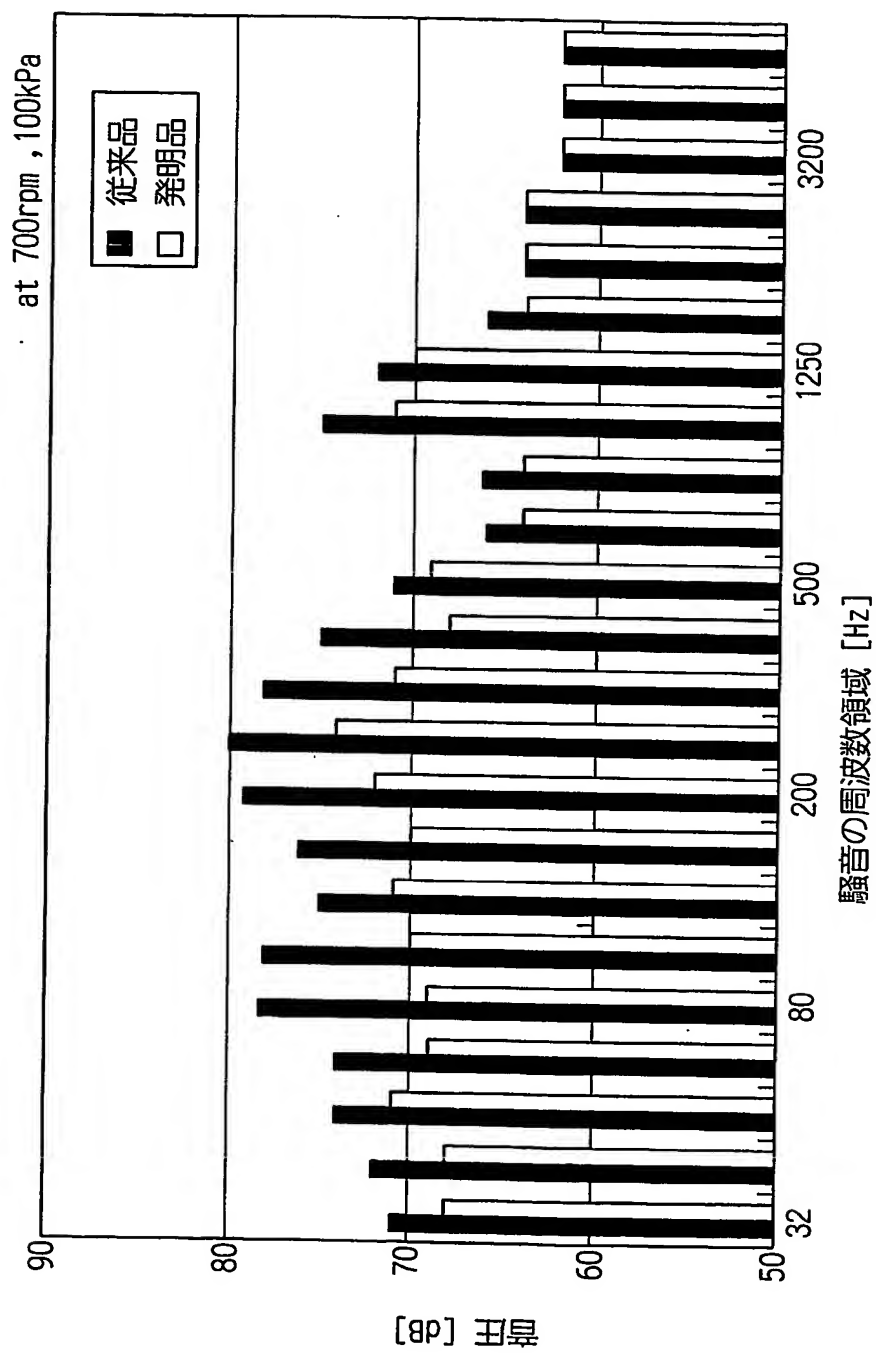
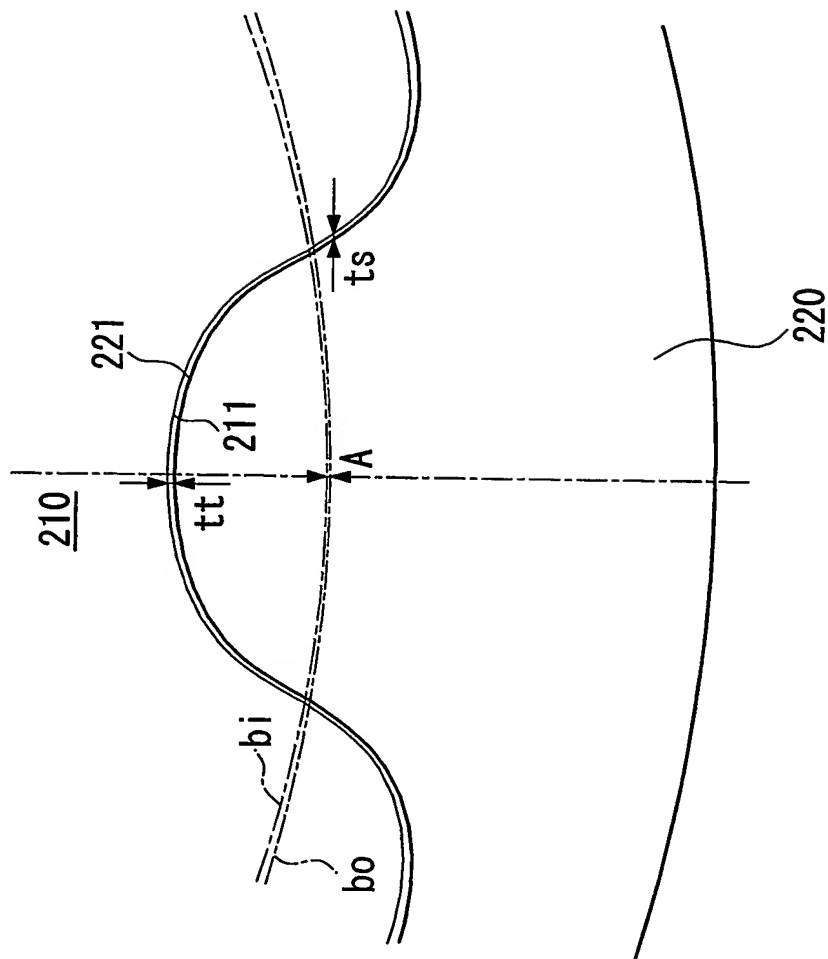


FIG. 8



9/10

FIG. 9

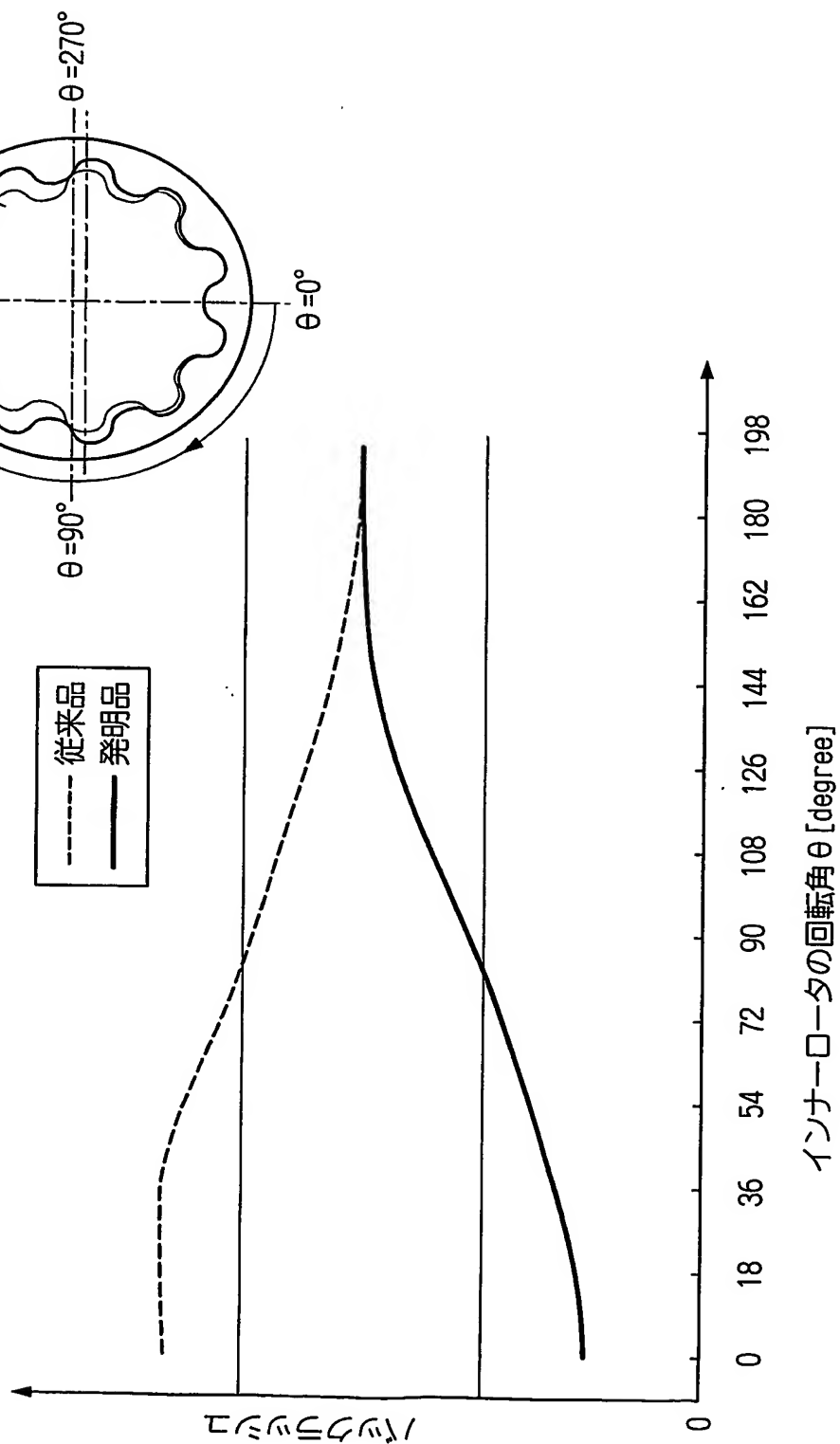
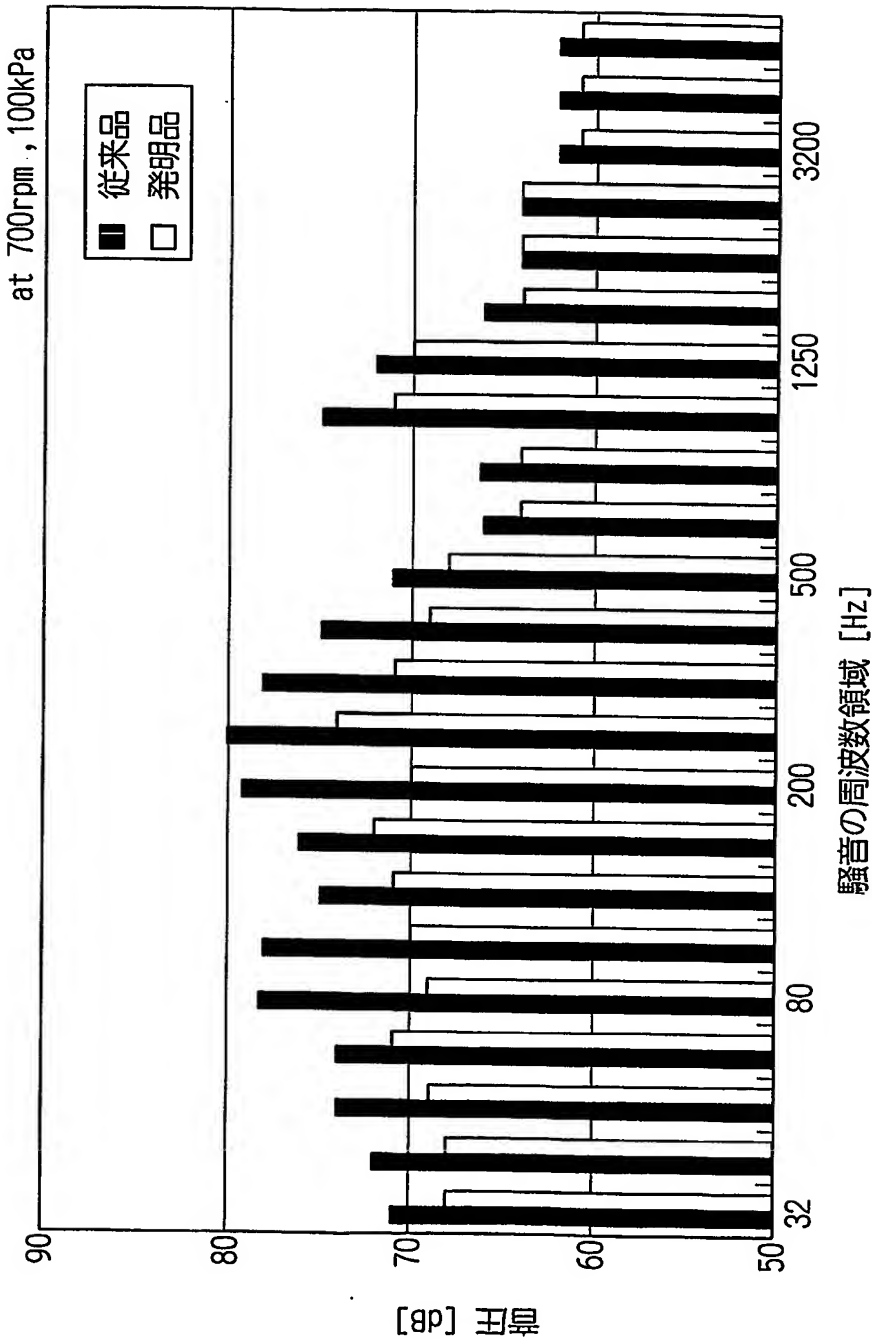


FIG. 10



INTERNATIONAL SEARCH REPORT

International Application No.
PCT/JP03/13880

A. CLASSIFICATION OF SUBJECT MATTER
Int.Cl.⁷ F04C2/10

According to International Patent Classification (IPC) or to both national classification and IPC

B. FIELDS SEARCHED

Minimum documentation searched (classification system followed by classification symbols)
Int.Cl.⁷ F04C2/10, F04C18/10

Documentation searched other than minimum documentation to the extent that such documents are included in the fields searched
Jitsuyo Shinan Koho 1926-1996 Toroku Jitsuyo Shinan Koho 1994-2004
Kokai Jitsuyo Shinan Koho 1971-2004 Jitsuyo Shinan Toroku Koho 1996-2003

Electronic data base consulted during the international search (name of data base and, where practicable, search terms used)

C. DOCUMENTS CONSIDERED TO BE RELEVANT

Category*	Citation of document, with indication, where appropriate, of the relevant passages	Relevant to claim No.
X Y	US 4976595 A (Suzuki Jidosha Kogyo Kabushiki Kaisha), 11 December, 1990 (11.12.90), Full text; all drawings & CA 1331717 C & JP 1-249971 A	1-4 5-8
Y	US 6077059 A (Mitsubishi Materials Corp.), 20 June, 2000 (20.06.00), Full text; all drawings & EP 870926 A1 & KR 98081230 A & JP 11-264381 A	5-8

☒ Further documents are listed in the continuation of Box C. ☐ See patent family annex.

* Special categories of cited documents:	"T" later document published after the international filing date or priority date and not in conflict with the application but cited to understand the principle or theory underlying the invention
"A" document defining the general state of the art which is not considered to be of particular relevance	"X" document of particular relevance; the claimed invention cannot be considered novel or cannot be considered to involve an inventive step when the document is taken alone
"E" earlier document but published on or after the international filing date	"Y" document of particular relevance; the claimed invention cannot be considered to involve an inventive step when the document is combined with one or more other such documents, such combination being obvious to a person skilled in the art
"L" document which may throw doubts on priority claim(s) or which is cited to establish the publication date of another citation or other special reason (as specified)	"&" document member of the same patent family
"O" document referring to an oral disclosure, use, exhibition or other means	
"P" document published prior to the international filing date but later than the priority date claimed	

Date of the actual completion of the international search
04 March, 2004 (04.03.04)

Date of mailing of the international search report
23 March, 2004 (23.03.04)

Name and mailing address of the ISA/
Japanese Patent Office

Authorized officer

Facsimile No.

Telephone No.

INTERNATIONAL SEARCH REPORT

International Application No.

PCT/JP03/13880

C (Continuation). DOCUMENTS CONSIDERED TO BE RELEVANT

Category*	Citation of document, with indication, where appropriate, of the relevant passages	Relevant to claim No.
Y	US 5226798 A (Siegfried A. Eisenmann), 13 July, 1993 (13.07.93), Full text; all drawings & DE 3938346 C & EP 433576 A1 & CA 2025824 A & KR 159503 B & ES 2043212 T & JP 3-271577 A	5-8
E, Y	EP 1340914 A (MITSUBISHI MATERIALS CORP.), 03 September, 2003 (03.09.03), Full text; all drawings & CN 1442614 A & US 20030165392 A & KR 2003071624 A & JP 2003-322088 A & JP 2003-322089 A	7, 8
A	WO 99/11935 A1 (Sumitomo Electric Industries, Ltd.), 11 March, 1999 (11.03.99), Full text; all drawings & EP 1016784 A & US 6244843 B & DE 29824515 U & KR 2001023608 A	1-8
A	US 1516591 A (HARRY D. EDWARDS), 25 December, 1924 (25.12.24), Full text; all drawings (Family: none)	1-8
A	US 4922781 A (Shen Peiji), 08 May, 1990 (08.05.90), Full text; all drawings & EP 286760 A & CN 8506551 A	1-8

A. 発明の属する分野の分類 (国際特許分類 (IPC))

Int. Cl. F04C 2/10

B. 調査を行った分野

調査を行った最小限資料 (国際特許分類 (IPC))

Int. Cl. F04C 2/10

F04C 18/10

最小限資料以外の資料で調査を行った分野に含まれるもの

日本国実用新案公報 1926 - 1996年

日本国公開実用新案公報 1971 - 2004年

日本国登録実用新案公報 1994 - 2004年

日本国実用新案登録公報 1996 - 2003年

国際調査で使用した電子データベース (データベースの名称、調査に使用した用語)

C. 関連すると認められる文献

引用文献の カテゴリー*	引用文献名 及び一部の箇所が関連するときは、その関連する箇所の表示	関連する 請求の範囲の番号
X	US 4976595 A (Suzuki Jidosha Kogyo Kabushiki	1-4
Y	Kaisha) 1990. 12. 11, 全文, 全図 & CA	5-8
	1331717 C & JP 1-249971 A	
Y	US 6077059 A (Mitsubishi Materials Corporation)	5-8
	2000. 06. 20, 全文, 全図 & EP 870926	
	A1 & KR 98081230 A & JP 11-26	
	4381 A	

☒ C欄の続きにも文献が列挙されている。☐ パテントファミリーに関する別紙を参照。

* 引用文献のカテゴリー

「A」 特に関連のある文献ではなく、一般的技術水準を示すもの

「E」 国際出願日前の出願または特許であるが、国際出願日以後に公表されたもの

「L」 優先権主張に疑義を提起する文献又は他の文献の発行日若しくは他の特別な理由を確立するために引用する文献 (理由を付す)

「O」 口頭による開示、使用、展示等に言及する文献

「P」 国際出願日前で、かつ優先権の主張の基礎となる出願

の日の後に公表された文献

「T」 国際出願日又は優先日後に公表された文献であって出願と矛盾するものではなく、発明の原理又は理論の理解のために引用するもの

「X」 特に関連のある文献であって、当該文献のみで発明の新規性又は進歩性がないと考えられるもの

「Y」 特に関連のある文献であって、当該文献と他の1以上の文献との、当業者にとって自明である組合せによって進歩性がないと考えられるもの

「&」 同一パテントファミリー文献

国際調査を完了した日

04. 03. 2004

国際調査報告の発送日

23. 3. 2004

国際調査機関の名称及びあて先

日本国特許庁 (ISA/JP)

郵便番号100-8915

東京都千代田区霞が関三丁目4番3号

特許庁審査官 (権限のある職員)

早野 公恵

3T

8109

電話番号 03-3581-1101 内線 3393

C (続き) . 関連すると認められる文献		
引用文献の カテゴリー*	引用文献名 及び一部の箇所が関連するときは、その関連する箇所の表示	関連する 請求の範囲の番号
Y	US 5226798 A (Siegfried A. Eisenmann) 1993. 07. 13, 全文, 全図 & DE 3938346 C & EP 433576 A1 & CA 2025824 A & KR 159503 B & ES 2043212 T & JP 3-271577 A	5-8
EY	EP 1340914 A (MITSUBISHI MATERIALS CORPORATION) 2003. 09. 03, 全文, 全図 & CN 1442614 A & US 20030165392 A & KR 2003 071624 A & JP 2003-322088 A & JP 2003-322089 A	7, 8
A	WO 99/11935 A1 (住友電気工業株式会社) 199 9. 03. 11, 全文, 全図 & EP 1016784 A & US 6244843 B & DE 29824515 U & KR 2001023608 A	1-8
A	US 1516591 A (HARRY D. EDWARDS) 1924. 12. 25, 全文, 全図 (ファミリーなし)	1-8
A	US 4922781 A (Shen Peiji) 1990. 05. 08, 全文, 全図 & EP 286760 A & CN 85065 51 A	1-8